

SLIDING MODE CONTROL DEVICE

Publication number: JP2002161797 (A)

Publication date: 2002-06-07

Inventor(s): YOSHIZAWA HIDEKAZU

Applicant(s): ATSUGI UNISIA CORP

Classification:

- international: **F01L1/34; F02D13/02; F02D45/00; G05B13/00; F01L1/34; F02D13/02; F02D45/00; G05B13/00; (IPC1-7): F02D45/00; F01L1/34; F02D13/02; G05B13/00**

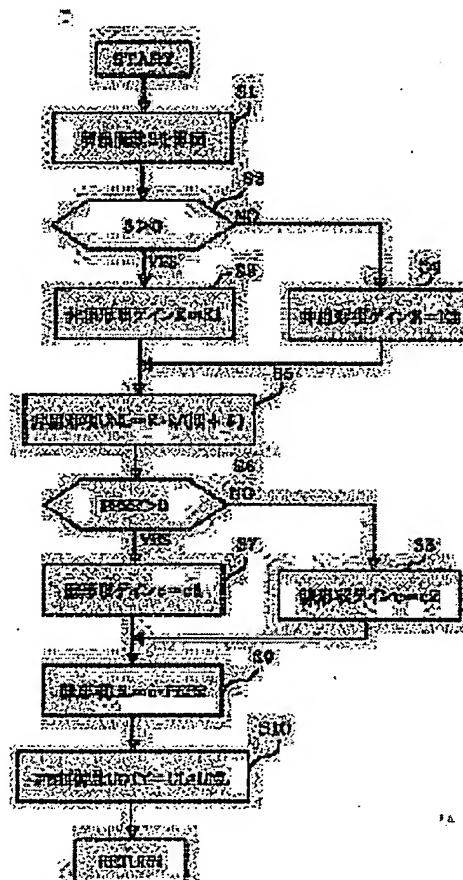
- European:

Application number: JP20000357454 20001124

Priority number(s): JP20000357454 20001124

Abstract of JP 2002161797 (A)

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve the control performance of a valve timing control device for an internal combustion engine or the like. **SOLUTION:** In the valve timing control device performing a feedback-control by a sliding mode control, a switching function S is set as a function of deviation between a target angle and an actual angle (S1), and the value of gain K of a nonlinear item is switched and set according to the positive and negative codes of the switching function S (S2 to S5). Further, the value of gain (c) of a linear item is switched and set according to the positive and negative codes of the deviation (S6 to S9), and then a feedback control amount is calculated by adding the nonlinear item to the linear item (S10).



Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-161797

(P2002-161797A)

(43) 公開日 平成14年6月7日(2002.6.7)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	キーワード(参考)
F 0 2 D 45/00	3 7 0	F 0 2 D 45/00	3 7 0 B 3 G 0 1 8
	3 2 2		3 2 2 D 3 G 0 8 4
F 0 1 L 1/34		F 0 1 L 1/34	E 3 G 0 9 2
F 0 2 D 13/02		F 0 2 D 13/02	G 5 H 0 0 4
G 0 5 B 13/00		G 0 5 B 13/00	A

審査請求 未請求 請求項の数10 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2000-357454(P2000-357454)

(22) 出願日 平成12年11月24日(2000.11.24)

(71) 出願人 00016/406

株式会社ユニシアジェックス

神奈川県厚木市恩名13/0番地

(72) 発明者 吉澤 秀和

神奈川県厚木市恩名13/0番地 株式会社ユ

ニシアジェックス内

(74) 代理人 100078330

弁理士 笹島 富二雄

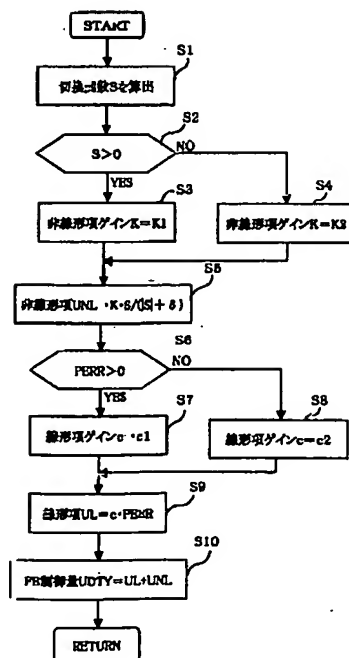
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 スライディングモード制御装置

(57) 【要約】

【課題】 内燃機関のバルブタイミング制御装置等の制御性能を向上する。

【解決手段】 スライディングモード制御によりフィードバック制御するバルブタイミング制御装置において、目標角度と実角度との偏差の関数として切換関数Sを設定し(S1)、該切換関数Sの正負に応じて非線形項のゲインKの大きさを切り換えて設定する(S2～S5)と共に、線形項のゲインcの大きさを偏差の正負によって切り換えて設定し(S6～S9)、非線形項と線形項とを加算してフィードバック制御量を算出する(S10)。



【特許請求の範囲】

【請求項1】スライディングモード制御によって算出した線形項と非線形項を含むフィードバック制御量を用いて、制御対象を目標値にフィードバック制御するスライディングモード制御装置において、前記非線形項のゲインを、切換関数の正負に応じて切り換えることを特徴とするスライディングモード制御装置。

【請求項2】前記制御対象の目標値が変化後、該目標値と実際値との偏差の正負が反転してからの該偏差の最大値に基づいて、前記切換関数の正負に応じた非線形項ゲインの補正を行うことを特徴とする請求項1に記載のスライディングモード制御装置。

【請求項3】前記制御対象の目標値が変化後、該目標値と実際値との偏差が所定値以内に減少するまでの経過時間に基づいて、前記切換関数の正負に応じた非線形項ゲインの補正を行うことを特徴とする請求項1又は請求項2に記載のスライディングモード制御装置。

【請求項4】前記線形項を前記制御対象の目標値と実際値との偏差の関数として算出し、該線形項のゲインを、前記偏差の正負に応じて切り換えることを特徴とする請求項1～請求項3のいずれか1つに記載のスライディングモード制御装置。

【請求項5】前記切換関数が、制御対象の目標値と実際の値との偏差の関数として算出されることを特徴とする請求項1～請求項4のいずれか1つに記載のスライディングモード制御装置。

【請求項6】前記切換関数が、次式により算出されることを特徴とする請求項5に記載のスライディングモード制御装置。

$$\text{切換関数 } S = \tau \times \text{PERR} + d(\text{PERR}) / dt$$

τ : 傾き

PERR: 制御対象の目標値と実際値との偏差

$d(\text{PERR}) / dt$: 上記偏差の微分値

【請求項7】前記切換関数が、次式により算出されることを特徴とする請求項5に記載のスライディングモード制御装置。

$$\text{切換関数 } S = \tau \times \text{PERR} + d(\text{NOW}) / dt$$

τ : 傾き

PERR: 制御対象の目標値と実際値との偏差

$d(\text{NOW}) / dt$: 制御対象の変化速度

【請求項8】前記フィードバック制御量が、次式により算出されることを特徴とする請求項6又は請求項7に記載のスライディングモード制御装置。

$$\text{制御量 } U = c \times \text{PERR} + d \times \{d(\text{NOW}) / dt\} - K[(S / |S| + \delta)]$$

$d(\text{NOW}) / dt$: 制御対象の変化速度

c, d : ゲイン

δ : チャタリング防止係数

【請求項9】制御対象が動作不感帯を有し、該動作不感

帯の中央値に対応して設定した基本制御量に、該動作不感帯を乗り越えるフィードバック制御量を加えることによって、制御対象の目標値へのフィードバック制御が開始されることを特徴とする請求項1～請求項8のいずれか1つに記載のスライディングモード制御装置。

【請求項10】前記制御対象は、クランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相を油圧制御によって連続的に可変制御する構成であって、前記油圧制御される油圧アクチュエータに対する油の給排を切換弁によって選択的に制御することにより制御する構成の内燃機関のバルブタイミング制御装置であることを特徴とする請求項1～請求項9のいずれか1つに記載のスライディングモード制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、スライディングモード制御に関し、例えば内燃機関のクランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相を目標値にフィードバック制御するのに用いられるスライディングモード制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、クランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相を変化させることで、吸・排気バルブの開閉時期を連続的に可変制御する構成のバルブタイミング制御装置として、特開平10-141022号公報に開示されるようなベーン式バルブタイミング制御装置がある。

【0003】このものは、カムスプロケットに固定される筒状のハウジングの内周面に凹部を形成する一方、カムシャフトに固定される羽車の羽部（ベーン）が前記凹部に収容させ、前記凹部内で前記羽部が移動できる範囲内でカムシャフトがカムスプロケットに対して相対的に回転できるよう構成する。そして、前記羽部が前記凹部を回転方向の前後に区画して形成される一対の油圧室に対して相対的に油を給排することで、前記羽部を前記凹部の中間位置に保持させ、回転位相の連続的な可変制御を行わせる構成となっており、前記一対の油圧室の油圧が目標の回転位相が得られる油圧に調整されると、油圧通路を制御バルブで閉じて油の給排を停止させるよう構成されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、前記カムシャフト回転位相のフィードバック制御方式としては、PID制御などが一般的に採用されるが、この場合、制御量は、制御対象であるカムシャフトの実際の角度と目標角度との偏差（エラー量）のみを、ただ1つの変数として算出される。

【0005】しかしながら、前記PID制御を応答性よく実行するためには、油温や油圧に応じて油の粘性が変化するため、フィードバックゲインを可変に設定するこ

とが望ましいが、該設定のマッチングが容易でない。また、油圧制御では、油の給排を切り換える切換弁（スプール弁）の大きな動作不感帯が存在し、該不感帯を乗り越えるために、PIDとは別にディザ一分を付加してディザ制御を行うようにしているが、ディザ一分の付加判定を細かく設定する必要があって複雑な制御となり、ROMやRAMの容量をとってしまい、また、部品毎の不感帯幅のバラツキを小さくして制御精度を確保するためには、部品の加工精度を上げなければならず、加工コストが増大していた。

【0006】このため、一般的なPID制御から外乱の影響が小さいスライディングモード制御への移行が検討されている。上記のような動作不感帯を有するものにスライディングモード制御を適用する場合、図13に示すように、動作不感帯の中央値に対応して基本制御量が設定され（例えば制御デューティ50%）、該基本制御量に、動作不感帯を乗り越えるフィードバック制御量を加えることで、フィードバック制御を開始する。

【0007】しかしながら、部品の加工誤差等により、基本制御量が切換弁の動作不感帯の中央位置に対応せず、ずれてしまうことがある。例えば、図14に示すようにずれた場合、フィードバック制御時に進角方向に制御する場合は、動作不感帯を乗り越えるのに必要な制御デューティが大きくなるので、その分進角動作に供されるデューティ分が減少し、応答性が悪化する。

【0008】逆に、遅角方向に制御する場合は、動作不感帯を乗り越えるのに必要な制御デューティが小さくなるので、その分進角動作に供されるデューティ分が増大し、目標値を超えて遅角側にオーバーシュートしてしまう。一方、図14とは逆方向にずれた場合は、上記とは逆に進角制御時は目標角度より進角方向にオーバーシュートし、遅角制御時は応答性が悪化する。

【0009】上記以外でも（動作不感帯を有しないものを含む）、切換関数の正負に応じて切換関数に移動する速度が異なる特性を有する場合には、制御特性にばらつきを生じる。本発明は、このような実情に鑑みてなされたもので、スライディングモード制御において、高精度な制御を行うことができるようにすることを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】このため、請求項1に係る発明は、スライディングモード制御によって算出した線形項と非線形項とを含むフィードバック制御量を用いて、制御対象を目標値にフィードバック制御するスライディングモード制御装置において、前記非線形項のゲインを、切換関数の正負に応じて切り換えることを特徴とする。

【0011】請求項1に係る発明によると、スライディングモード制御において算出される非線形項は、切換関数の正負に応じて正負が切り換わるので、例えば非線形

項が正となって制御量を増大させる方向の制御の応答が高すぎてオーバーシュートを生じるような場合は、該正方向のゲインを相対的に小さくし、制御量を減少させる負方向のゲインを大きくすることで、応答を低下させてオーバーシュートを抑制することができ、逆に制御量を増大させる方向の制御に対して応答が低すぎて目標値への収束が遅れるような場合は、正方向のゲインを相対的に大きくし、負方向のゲインを小さくすることにより、応答を高めることができる。

【0012】また、請求項2に係る発明は、前記制御対象の目標値が変化後、該目標値と実際値との偏差の正負が反転してからの該偏差の最大値に基づいて、前記切換関数の正負に応じた非線形項ゲインの補正を行うことを特徴とする。請求項2に係る発明によると、目標値と実際値との偏差の正負が反転してからの該偏差の最大値つまり、オーバーシュート量が大きいたときには、当該制御方向への制御速度を減少する方向に、切換関数の正負に応じた非線形項ゲインを切り換えることにより、同方向のオーバーシュートを抑制することができる。

【0013】また、請求項3に係る発明は、前記制御対象の目標値が変化後、該目標値と実際値との偏差が所定値以内に減少するまでの経過時間に基づいて、前記切換関数の正負に応じた非線形項ゲインの補正を行うことを特徴とする。請求項3に係る発明によると、目標値と実際値との偏差が所定値以内に減少するまでの経過時間が大きいときは、当該制御方向への制御速度を増大する方向に、切換関数の正負に応じた非線形項ゲインを切り換えることにより、同方向の応答を高めることができる。

【0014】また、請求項4に係る発明は、前記線形項を前記制御対象の目標値と実際値との偏差の関数として算出し、該線形項のゲインを、前記偏差の正負に応じて切り換えることを特徴とする。請求項4に係る発明によると、前記偏差の正負によって定まる制御方向に応じて、該偏差の関数である線形項のゲインを切り換えることによって、応答性を調整することができる。

【0015】また、請求項5に係る発明は、前記切換関数が、制御対象の目標値と実際の値との偏差の関数として算出されることを特徴とする。請求項5に係る発明によると、偏差の状態に応じて非線形項のゲインが切り換えられるので、目標値にスムーズに収束する。

【0016】また、請求項6に係る発明は、前記切換関数が、次式により算出されることを特徴とする。

$$\text{切換関数 } S = \gamma \times \text{PERR} + d(\text{PERR}) / dt$$

γ : 傾き

PERR : 制御対象の目標値と実際値との偏差

$d(\text{PERR}) / dt$: 上記偏差の微分値

請求項6に係る発明によると、

切換係数Sとして、制御対象の目標値と実際の値との偏差PERRに加えて、該偏差の微分値 $d(\text{PERR}) / dt$ を与えることにより、切換線上に沿ったスライディ

ングモードをより滑らかなものとする事ができる。

【0017】また、請求項7に係る発明は、前記切換関数が、次式により算出されることを特徴とする。

切換関数 $S = \gamma \times \text{PERR} + d(\text{NOW}) / dt$

γ : 傾き

PERR : 制御対象の目標値と実際値との偏差

$d(\text{NOW}) / dt$: 制御対象の変化速度

請求項7に係る発明によると、

前記請求項6における偏差PERR量の微分値 $d(\text{PERR}) / dt$ の代わりに、制御対象の位置の微分値である実速度を与えるようにしても、同様に切換線上に沿ったスライディングモードを滑らかなものとする事ができる。

【0018】また、請求項8に係る発明は、前記スライディングモード制御における制御量 U が、次式により算出されることを特徴とする。

$U = c \times \text{PERR} + d \times \{d(\text{NOW}) / dt\} - K \{S / (|S| + \delta)\}$

$d(\text{NOW}) / dt$: 制御対象の実速度

c, d : 定数

δ : チャタリング防止係数

請求項8に係る発明によると、

前記 $c \times \text{PERR} + d \times \{d(\text{NOW}) / dt\}$ で表わされる線形項制御量 U_L は、制御系の状態を切換線 ($S = 0$) に近づける速さを調整する役割を有し、 $-K \{S / (|S| + \delta)\}$ で表わされる非線形項制御量 U_{NL} は、切換線上に沿ったスライディングモードを生じさせる役割を有する。

【0019】また、請求項9に係る発明は、制御対象が動作不感帯を有し、該動作不感帯の中央値に対応して設定した基本制御量に、該動作不感帯を乗り越えるフィードバック制御量を加えることによって、制御対象の目標値へのフィードバック制御が開始されることを特徴とする。請求項9に係る発明によると、前記基本制御量に制御したときの位置が動作不感帯の中央値からずれていると、1方向の制御時には動作不感帯から早く外れて応答が高すぎ、他方向の制御時には動作不感帯から外れるのに遅れを生じて応答が低すぎる事となる。このような場合に、非線形項のゲインを切り換えることにより、両方向同時に応答特性を良好に調整することができる。

【0020】また、請求項10に係る発明は、前記制御対象が、クランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相を油圧制御によって連続的に可変制御する構成であって、前記油圧制御される油圧アクチュエータに対する油の給排を切換弁によって選択的に制御することにより制御する構成の内燃機関のバルブタイミング制御装置であることを特徴とする。

【0021】請求項10に係る発明によると、

油圧アクチュエータに対する油の給排を切換弁によって選択的に制御することにより、油圧アクチュエータの駆動方向が切り換えられると共に、油圧室への油量を調整することにより、カムシャフトの回転位相が、連続的に可変制御される。

【0022】そして、該油圧制御機構に前記スライディング制御を適用することにより、前記切換弁の不感帯のバラツキ、油温や油圧などの外乱による影響を受けにくく、ロバスト性の高い制御を行うことができ、部品の加工精度を下げられ、加工コストを低減できる。

【0023】

【発明の実施の形態】以下に本発明の実施の形態を説明する。図1～図6は、本実施形態において、スライディングモード制御を用いてフィードバック制御を行う内燃機関のバルブタイミング制御装置の機構部分を示すものであり、吸気バルブ側に適用したものを示す。

【0024】図に示すバルブタイミング制御装置は、機関のクランクシャフト(図示省略)によりタイミングチェーンを介して回転駆動されるカムスプロケット1(タイミングスプロケット)と、該カムスプロケット1に対して相対回転可能に設けられたカムシャフト2と、該カムシャフト2の端部に固定されてカムスプロケット1内に回転自在に収容された回転部材3と、該回転部材3をカムスプロケット1に対して相対的に回転させる油圧回路4と、カムスプロケット1と回転部材3との相対回転位置を所定位置で選択的にロックするロック機構10とを備えている。

【0025】前記カムスプロケット1は、外周にタイミングチェーン(又はタイミングベルト)が噛合する歯部5aを有する回転部5と、該回転部5の前方に配置されて回転部材3を回転自在に収容したハウジング6と、該ハウジング6の前端開口を閉塞する蓋体たる円板状のフロントカバー7と、ハウジング6と回転部5との間に配置されてハウジング6の後端部を閉塞する略円板状のリアカバー8とから構成され、これら回転部5とハウジング6及びフロントカバー7、リアカバー8は、4本の小径ボルト9によって軸方向から一体的に結合されている。

【0026】前記回転部5は、略円環状を呈し、周方向の約90°の等間隔位置に各小径ボルト9が螺着する4つの雄ねじ孔5bが前後方向へ貫通形成されていると共に、内部中央位置に後述する通路構成用のスリーブ25が嵌合する段差径状の嵌合孔11が貫通形成されている。更に、前端面には、前記リアカバー8が嵌合する円板状の嵌合溝12が形成されている。

【0027】また、前記ハウジング6は、前後両端が開口形成された円筒状を呈し、内周面の周方向の90°位置には、4つの隔壁部13が突設されている。この隔壁部13は、横断面台形状を呈し、それぞれハウジング6の軸方向に沿って設けられて、各両端縁がハウジング6

の両端縁と同一面になっていると共に、基端側には、小径ボルト9が挿通する4つのボルト挿通孔14が軸方向へ貫通形成されている。更に、各隔壁部13の内端面中央位置に軸方向に沿って切欠形成された保持溝13a内に、コ字形のシール部材15と該シール部材15を内方へ押圧する板ばね16が嵌合保持されている。

【0028】更に、前記フロントカバー7は、中央の比較的大径なボルト挿通孔17が穿設されていると共に、前記ハウジング6の各ボルト挿通孔14と対応する位置に4つのボルト孔18が穿設されている。また、リアカバー8は、後端面に前記回転部材5の嵌合溝12内に嵌合保持される円板部8aを有していると共に、中央にスリーブ25の小径な円環部25aが嵌入する嵌入孔8cが穿設され、更に、前記ボルト挿通孔14に対応する位置に4つのボルト孔19が同じく形成されている。

【0029】前記カムシャフト2は、シリンダヘッド22の上端部にカム軸受23を介して回転自在に支持され、外周面の所定位置に、バルブリフターを介して吸気バルブを開動作させるカム（図示省略）が一体に設けられていると共に、前端部にはフランジ部24が一体に設けられている。前記回転部材3は、フランジ部24と嵌合穴11にそれぞれ前後部が嵌合した前記スリーブ25を介して軸方向から挿通した固定ボルト26によってカムシャフト2の前端部に固定されており、中央に前記固定ボルト26が挿通するボルト挿通孔27aを有する円環状の基部27と、該基部27の外周面周方向の90°位置に一体に設けられた4つのベーン28a、28b、28c、28dとを備えている。

【0030】前記第1～第4ベーン28a～28dは、それぞれ断面が略逆台形状を呈し、各隔壁部13間の凹部に配置され、前記凹部を回転方向の前後に隔成し、ベーン28a～28dの両側と各隔壁部13の両側面との間に、進角側油圧室32と遅角側油圧室33を構成する。また、各ベーン28a～28dの外周面の中央に軸方向に切欠された保持溝29にハウジング6の内周面6aに摺接するコ字形のシール部材30と該シール部材30を外方に押圧する板ばね31がそれぞれ嵌着保持されている。

【0031】前記ロック機構10は、前記回転部5の嵌合溝12の外周側所定位置に形成された係合溝20と、前記係合溝20に対応した前記リアカバー8の所定位置に貫通形成されて、内周面がテーパ状の係合孔21と、該係合孔21に対応した前記1つのベーン28の略中央位置に内部軸方向に沿って貫通形成された摺動用孔35と、該1つのベーン28の前記摺動用孔35内に摺動自在に設けられたロックピン34と、該ロックピン34の後端側に弾装されたばね部材であるコイルスプリング39と、ロックピン34と摺動用孔35との間に形成された受圧室40とから構成されている。

【0032】前記ロックピン34は、中央側の中径状の

本体34aと、該本体34aの先端側に略先細り円錐状に形成された係合部34bと、本体34aの後端側に形成された段差大径状のストッパ部34cとから構成されており、ストッパ部34cの内部凹溝34dの底面とフロントカバー7の内端面との間に弾装された前記コイルスプリング39のばね力によって係合孔21方向へ付勢されるようになっており、前記本体34aとストッパ部34cとの間の外周面及び摺動用孔35の内周面との間に形成された受圧室40内の油圧によって、係合孔21から抜け出る方向に摺動するようになっている。また、この受圧室40は、前記ベーン28の側部に形成された通孔36によって前記遅角側油圧室33に連通している。また、ロックピン34の係合部34bは、回転部材3の最大遅角側の回転位置において係合部34bが係合孔21内に係入するようになっている。

【0033】前記油圧回路4は、進角側油圧室32に対して油圧を給排する第1油圧通路41と、遅角側油圧室33に対して油圧を給排する第2油圧通路42との2系統の油圧通路を有し、この両油圧通路41、42には、供給通路43とドレン通路44とがそれぞれ通路切り換え用の電磁切換弁45を介して接続されている。前記供給通路43には、オイルパン46内の油を圧送するオイルポンプ47が設けられている一方、ドレン通路44の下流端がオイルパン46に連通している。

【0034】前記第1油圧通路41は、シリンダヘッド22内からカムシャフト2の軸心内部に形成された第1通路部41aと、固定ボルト26内部の軸線方向を通過して頭部26a内で分岐形成されて第1通路部41aと連通する第1油路41bと、頭部26aの小径な外周面と回転部材3の基部27内に有するボルト挿通孔27aの内周面との間に形成されて第1油路41bに連通する油室41cと、回転部材3の基部27内に略放射状に形成されて油室41cと各進角側油圧室32に連通する4本の分岐路41dとから構成されている。

【0035】一方、第2油圧通路42は、シリンダヘッド22内及びカムシャフト2の内部側に形成された第2通路部42aと、前記スリーブ25の内部に略J字形状に折曲形成されて第2通路部42aと連通する第2油路42bと、回転部材5の嵌合孔11の外周側孔縁に形成されて第2油路42bと連通する4つの油通路溝42cと、リアカバー8の周方向の約90°の位置に形成されて、各油通路溝42cと遅角側油圧室33とを連通する4つの油孔42dとから構成されている。

【0036】前記電磁切換弁45は、内部のスプール弁体が各油圧通路41、42と供給通路43及びドレン通路44a、44bとを相対的に切り換え制御するようになっていると共に、コントローラ48からの制御信号によって切り換え作動されるようになっている。具体的には、図4～図6に示すように、シリンダブロック49の保持孔50内に挿通固定された筒状のバルブボディ51

と、該バルブボディ51内の弁孔52に摺動自在に設けられて流路を切り換えるスプール弁体53と、該スプール弁体53を作動させる比例ソレノイド型の電磁アクチュエータ54とから構成されている。

【0037】前記バルブボディ51は、周壁の略中央位置に前記供給通路43の下流側端と弁孔52とを連通する供給ポート55が貫通形成されていると共に、該供給ポート55の両側に前記第1、第2油圧通路41、42の他端部と弁孔52とを連通する第1ポート56及び第2ポート57がそれぞれ貫通形成されている。また、周壁の両端部には、両ドレン通路44a、44bと弁孔52とを連通する第3、第4ポート58、59が貫通形成されている。

【0038】前記スプール弁体53は、小径軸部の中央に供給ポート55を開閉する略円柱状の第1弁部60を有していると共に、両端部に第3、第4ポート58、59を開閉する略円柱状の第2、第3弁部61、62を有している。また、スプール弁体53は、前端側の支軸53aの一端縁に有する傘部53bと弁孔52の前端側内周壁に有するスプリングシート51aとの間に弾装された円錐状の弁ばね63によって、図中右方向、つまり第1弁部60で供給ポート55と第2油圧通路42とを連通する方向に付勢されている。

【0039】前記電磁アクチュエータ54は、コア64、移動プランジャ65、コイル66、コネクタ67などを備え、移動プランジャ65の先端に前記スプール弁体53の傘部53bを押圧する駆動ロッド65aが固定されている。前記コントローラ48は、機関回転速度を検出する回転センサ101や吸入空気量を検出するエアフローメータ102からの信号によって現在の運転状態（負荷、回転）を検出すると共に、クランク角センサ103及びカムセンサ104からの信号によってカムスプロケット1とカムシャフト2との相対回転位置、即ち、クランクシャフトに対するカムシャフト2の回転位相を検出する。

【0040】前記コントローラ48は、前記電磁アクチュエータ54に対する通電量をデューティ制御信号に基づいて制御する。例えば、コントローラ48から電磁アクチュエータ54にデューティ比0%の制御信号（OFF信号）を出力すると、スプール弁体53が弁ばね63のばね力で図4に示す位置、つまり、最大右方向に移動する。これによって、第1弁部60が供給ポート55の開口端55aを開成して第2ポート57と連通させると同時に、第2弁部61が第3ポート58の開口端を開成すると共に、第4弁部62が第4ポート59を閉止する。このため、オイルポンプ47から圧送された作動油は、供給ポート55、弁孔52、第2ポート57、第2油圧通路42を通過して遅角側油圧室33に供給されると共に、進角側油圧室32内の作動油が、第1油圧通路41、第1ポート56、弁孔52、第3ポート58を通過

して第1ドレン通路44aからオイルパン46内に排出される。

【0041】従って、遅角側油圧室33の内圧が高、進角側油圧室32の内圧が低となって、回転部材3は、ベーン28a～28bを介して最大一方向に回転する。これによって、カムスプロケット1とカムシャフト2とは一方側へ相対回転して位相が変化し、この結果、吸気バルブの開時期が遅くなり、排気バルブとのオーバーラップが小さくなる。

【0042】一方、コントローラ48から電磁アクチュエータ54にデューティ比100%の制御信号（ON信号）を出力すると、スプール弁体53が弁ばね63のばね力に抗して図6に示すように左方向へ最大に摺動して、第3弁部61が第3ポート58を閉止すると同時に、第4弁部62が第4ポート59を開成すると共に、第1弁部60が、供給ポート55と第1ポート56とを連通させる。このため、作動油は、供給ポート55、第1ポート56、第1油圧通路41を通過して進角側油圧室32内に供給されると共に、遅角側油圧室33内の作動油が第2油圧通路42、第2ポート57、第4ポート59、第2ドレン通路44bを通過してオイルパン46に排出され、遅角側油圧室33が低圧になる。

【0043】このため、回転部材3は、ベーン28a～28dを介して他方向へ最大に回転し、これによって、カムスプロケット1とカムシャフト2とは他方側へ相対回転して位相が変化し、この結果、吸気バルブの開時期が早くなり（進角され）、排気バルブとのオーバーラップが大きくなる。前記コントローラ48は、第1弁部60が供給ポート55を閉止し、かつ、第3弁部61が第3ポート58を閉止し、かつ、第4弁部62が第4ポート59を閉止する位置となるデューティ比をベースデューティ比（基本制御量）BASEDTYとする一方、クランク角センサ103及びカムセンサ104からの信号に基づいて検出されるカムスプロケット1とカムシャフト2との相対回転位置（回転位相）と、運転状態に応じて設定した前記相対回転位置（回転位相）の目標値（目標進角値）とを一致させるためのフィードバック補正分（フィードバック制御量）UDTYを設定し、前記ベースデューティ比BASEDTYとフィードバック補正分UDTYとの加算結果を最終的なデューティ比（制御量）VTCDTYとし、該デューティ比VTCDTYの制御信号を電磁アクチュエータ54に出力するようにしてある。なお、前記ベースデューティ比BASEDTYは、供給ポート55、第3ポート58、第4ポート59が共に閉止され、いずれの油圧室32、33でも油の給排が行われないデューティ比範囲（動作不感帯）の中央値（例えば50%）に対応させて設定されている。

【0044】つまり、前記相対回転位置（回転位相）を遅角方向へ変化させる必要がある場合には、前記フィードバック補正分UDTYによりデューティ比が減少さ

れ、オイルポンプ47から圧送された作動油が遅角側油圧室33に供給されると共に、進角側油圧室32内の作動油がオイルパン46内に排出され、逆に、前記相対回転位置（回転位相）を進角方向へ変化させる必要がある場合には、前記フィードバック補正分UDTYによりデューティ比が増大され、作動油が進角側油圧室32内に供給されると共に、遅角側油圧室33内の作動油がオイルパン46に排出される。そして、前記相対回転位置（回転位相）を現状の状態に保持する場合には、前記フィードバック補正分UDTYの絶対値が減ることで、ベースデューティ比付近のデューティ比に戻るよう制御され、供給ポート55、第3ポート58、第4ポート59の閉止（油圧の給排の停止）により各油圧室32、33の内圧を保持するように制御される。

【0045】ここで、前記フィードバック補正分UDTYが、本発明に係るスライディングモード制御により、以下のように算出される。なお、以下では、前記検出されるカムスプロケット1とカムシャフト2との相対回転位置（回転位相）をバルブタイミング制御装置（VTC）の実角度、その目標値をVTCの目標角度として説明する。

【0046】図7は、上記のように設計されたスライディングモード制御を適用した前記コントローラ48による電磁アクチュエータ54のデューティ制御のブロック図、図8はフィードバック制御量を算出するルーチンのフローチャートである。VTCの目標角度VTCTRGと実角度VTCNOWとの偏差PERRを算出し、前記偏差PERRに傾き α を乗じた値と、偏差PERRの微分値 $d(PERR)/dt$ とを加算して、切換関数Sを算出する（図8のS1）。または、前記偏差PERRの微分値 $d(PERR)/dt$ の代わりに、実角度VTCNOWの微分値である変化速度 $d(NOW)/dt$ を加算するようにしてもよい。

【0047】前記切換関数Sの正負に応じて、非線形項のゲインKを切り換えて設定する。具体的には、切換関数Sが正のときにゲインK1、負のときにゲインK2を設定する（同S2～S4）。例えば、ベースデューティ比BASEDTYに対応する動作不感帯の位置が遅角（進角）側にずれていた場合、ゲインK1は相対的に大きい（小さい）値とし、ゲインK2は相対的に小さい（大きい）値に設定する。

【0048】そして、切換関数SおよびゲインKを用いた平滑関数 $K \cdot S / (|S| + \delta)$ として非線形項UNLを算出する（同S5）。また、偏差PERRの正負に応じて、線形項のゲインcを切り換えて設定する。具体的には、偏差が正のときにゲインc1、負のときにゲインc2を設定する（同S6～S8）。ベースデューティ比BASEDTYに対応する動作不感帯の位置が、遅角（進角）側にずれていた場合、ゲインc1は相対的に大きい（小さい）値とし、ゲインc2は相対的に小さい

（大きい）値に設定する。

【0049】そして、偏差PERRにゲインcを乗じて線形項ULを算出する（同S9）。このようにして算出された線形項ULと非線形項UNLとを加算してフィードバック制御量UDTYを算出し（S10）、該フィードバック補正分UDTYを、前記動作不感帯中央位置相当のベースデューティ比BASEDTYと加算して該加算結果を最終的なデューティ比VTCDTYとして出力する。

【0050】このようにすれば、ベースデューティ比BASEDTYに対応する動作不感帯の位置が遅角（進角）側にずれに応じて、非線形項の正方向のゲインK1は相対的に大きい（小さい）値に設定され、負方向のゲインK2は相対的に小さい（大きい）値に設定されるので、制御量を増大するときの速度は大きく（小さく）、減少するときの速度は小さく（大きく）なり、進角（遅角）方向への制御は早められ、遅角（進角）方向への制御は遅らされる。

【0051】その結果、進角（遅角）方向へのフィードバック制御開始時に動作不感帯から外れるときの遅れを抑制でき、良好な応答性を確保することができるとともに、反対の遅角（進角）方向への制御時は、同方向への制御が遅くなるので、オーバーシュートを抑制できる。また、本実施の形態では、偏差の正負に応じて、線形項のゲインcを切り換えて設定しているので、これによっても進角（遅角）方向の制御時は応答を早め、遅角（進角）制御時は応答を遅らせて調整することができるが、簡易には、非線形項のゲインKのみを切り換えるだけでもよい。

【0052】図9に、上記実施の形態におけるスライディングモード制御時の目標角度への収束の様子を示す。上記実施の形態は、予め、ベースデューティ比BASEDTYのずれなどに起因する応答が過不足となる遅進角方向とレベルを、製造時に計測し、該計測結果に基づいて非線形項のゲインK1、K2、線形項のゲインc1、c2を設定するものである。

【0053】次に、エンジン運転中に、応答特性を監視しつつ各ゲインを増減調整して切り換える実施の形態を説明する。図10は、上記のように設計されたスライディングモード制御を適用した前記コントローラ48による電磁アクチュエータ54のデューティ制御のブロック図、図11はフィードバック制御量を算出するルーチンのフローチャートである。

【0054】前記実施の形態と同様にして切換関数Sを算出し（図11のS21）、目標角度VTCTRGの変化後、偏差PERRの正負が反転してから、つまり、実角度VTCが目標角度VTCTRGに到達してから、偏差PERR、つまりオーバーシュート乃至アンダーシュート量の最大値（絶対値）を算出する（同S22）。この最大値が、しきい値を超えた場合には、切換関数Sの

正負に応じた非線形項のゲイン K_1 、 K_2 を、進角又は遅角の制御方向に応じて、増減方向を逆向きに調整する。具体的には、進角（遅角）制御方向である場合は、ゲイン K_1 を所定量減少（増大）補正すると共に、ゲイン K_2 を所定量増大（減少）補正する（同S23～26）。

【0055】そして、切換関数 S およびゲイン K を用いた平滑関数 $K \cdot S / (|S| + \delta)$ として非線形項 UNL を算出する（同S27、28）。また、線形項のゲイン c も、進角（遅角）制御方向に応じて所定量減少（増大）補正した後（同S29、30）偏差 $PERR$ に該ゲイン c を乗じて線形項 UL を算出する（同S31、32）。

【0056】以下、線形項 UL と非線形項 UNL とを加算してフィードバック制御量 $UDTY$ を算出し（同S33）、前記動作不感帯中央位置相当のベースデューティ比 $BASEDTY$ と加算して該加算結果を最終的なデューティ比 $VTCDTY$ として出力する。このようにすれば、ベースデューティ比 $BASEDTY$ に対応する動作不感帯の位置が進角（遅角）側にずれるなどして、進角（遅角）方向への制御時に目標角度を超えて所定量以上オーバーシュートした場合に、非線形項の正方向のゲイン K_1 が減少（増大）補正され、負方向のゲイン K_2 は増大（減少）補正され、これにより、進角（遅角）方向へのオーバーシュートが抑制される。

【0057】また、進角（遅角）方向への制御時のオーバーシュートが大きいことは、ベースデューティ比 $BASEDTY$ に対応する動作不感帯の位置が進角（遅角）側にずれているので、反対方向の遅角（進角）方向への制御時には、逆に応答が遅れると考えられるが、上記のように非線形項の正方向のゲイン K_1 が減少（増大）補正され、負方向のゲイン K_2 は増大（減少）補正されることで、同時に遅角（進角）方向への制御時には、応答性を高めることができる。なお、簡易には、正負一方のゲインを補正するだけでもよい。例えば、進角方向への制御時にオーバーシュートした場合に、非線形項の正方向のゲイン K_1 だけを減少補正し、遅角方向への制御時にオーバーシュートした場合に、非線形項の負方向のゲイン K_2 だけを減少補正する。

【0058】また、線形項のゲイン c も制御方向に応じて増減補正されることにより、オーバーシュートの抑制と応答を高めることに寄与する。また、本実施の形態では、運転中のベースデューティ比 $BASEDTY$ に対応する動作不感帯の位置ずれなどの経時変化による応答特性変化にも対処できる。次に、エンジン運転中に、応答特性を監視しつつ各ゲインを増減調整して切り換える別の実施の形態を説明する。本実施の形態は、目標角度が切り換えられてから実角度が目標角度に所定範囲内に接近するまでの経過時間に応じてゲインを調整するようにしたものである。

【0059】図12は、本実施の形態のフィードバック制御量を算出するルーチンのフローチャートである。目標角度が切り換えられてから実角度が目標角度に所定範囲内に接近するまでの経過時間を計測し、該計測時間が所定値以上であるかを判定する（S31～S34）。

【0060】そして、計測時間が所定値以上の場合は、当該制御方向における応答が低すぎると判断し、応答を高める方向に非線形項および線形項のゲインを調整して線形項と非線形項とを加算してフィードバック制御量を算出する（S35～S44）。ここで、前記各ゲインの調整は、応答が高すぎる場合の前記第2の実施の形態とは逆方向に行われる。

【0061】既述してきたように、ベースデューティ比 $BASEDTY$ に対応する動作不感帯の位置ずれに起因する場合など一般には、一制御方向の応答が低い場合は、他方の制御方向の応答は高いはずであるので、該第3の実施の形態では、一制御方向の応答を高めると同時に、他の制御方向の応答を下げてオーバーシュートを抑制できる。

【0062】しかし、該第3の実施の形態を、前記第2の実施の形態と併用して行うようにしてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施の形態におけるバルブタイミング制御機構を示す断面図。

【図2】図1のB-B断面図。

【図3】上記バルブタイミング制御機構の分解斜視図。

【図4】上記バルブタイミング制御機構における電磁切換弁を示す縦断面図。

【図5】上記バルブタイミング制御機構における電磁切換弁を示す縦断面図。

【図6】上記バルブタイミング制御機構における電磁切換弁を示す縦断面図。

【図7】上記バルブタイミング制御機構の第1の実施の形態に係る制御ブロック図。

【図8】上記第1の実施の形態に係るフィードバック制御量算出ルーチンを示すフローチャート。

【図9】上記第1の実施の形態に係るスライディングモード制御時の目標角度への収束の様子を示すタイムチャート。

【図10】上記バルブタイミング制御機構の第2の実施の形態に係る制御ブロック図。

【図11】上記第2の実施の形態に係るフィードバック制御量算出ルーチンを示すフローチャート。

【図12】上記第3の実施の形態に係るフィードバック制御量算出ルーチンを示すフローチャート。

【図13】ベースデューティ比 $BASEDTY$ が、動作不感帯に中央値に正確に対応している状態を示す図。

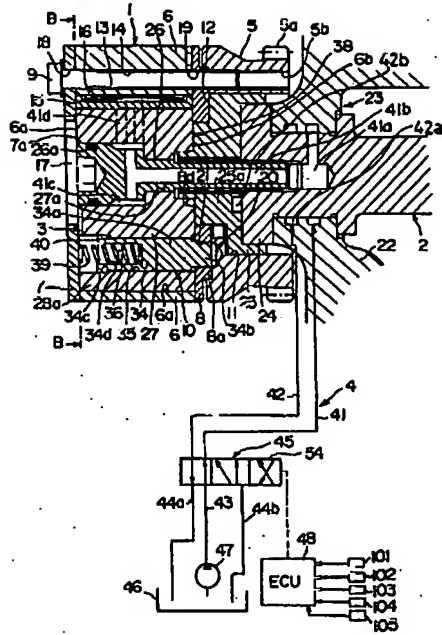
【図14】ベースデューティ比 $BASEDTY$ が、動作不感帯に中央値に対して遅角側にずれている状態を示す図。

【符号の説明】

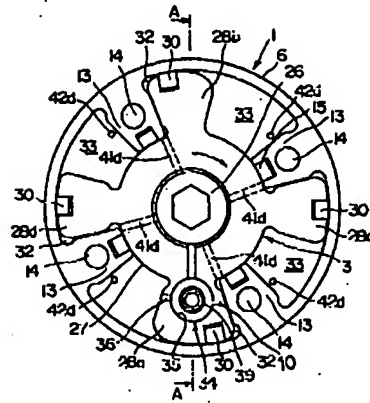
2…カムシャフト
4…油圧回路
32…進角側油圧室
33…遅角側油圧室
45…電磁切換弁

47…オイルポンプ
53…スプール弁体
101…回転センサ
102…エアフローメータ
103…クランク角センサ
104…カムセンサ

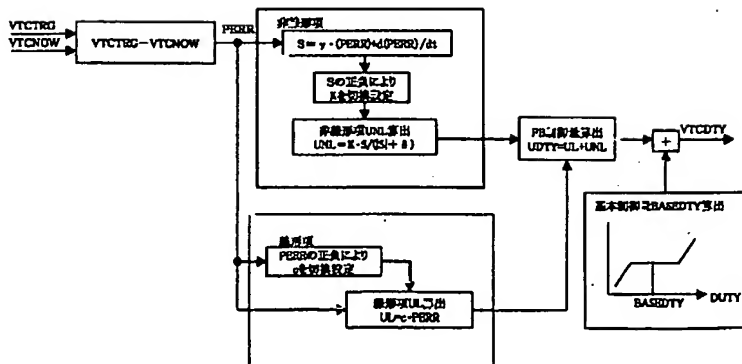
【図1】



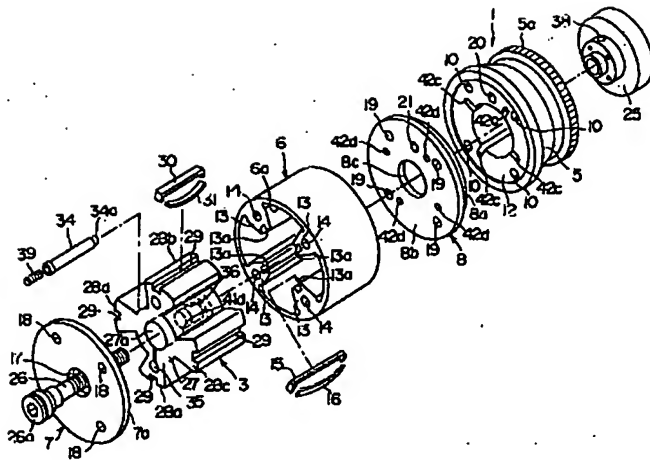
【図2】



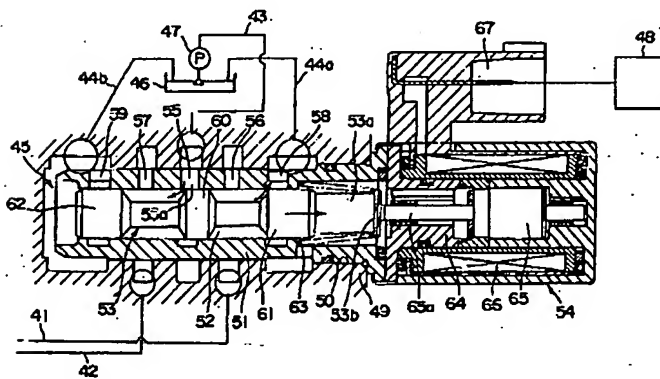
【図7】



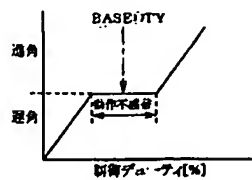
【図3】



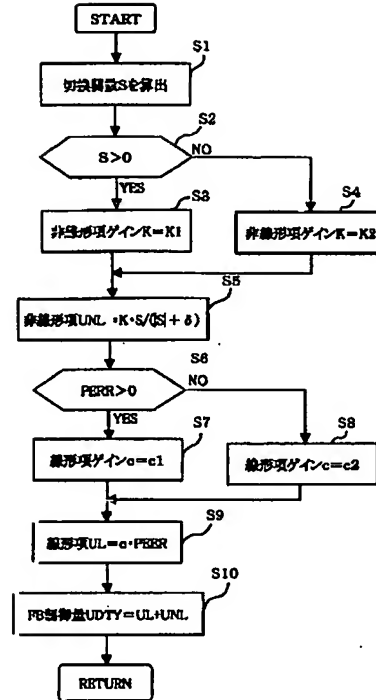
【図4】



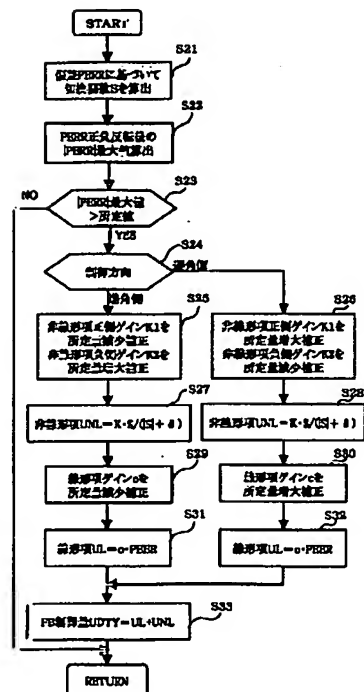
【図13】



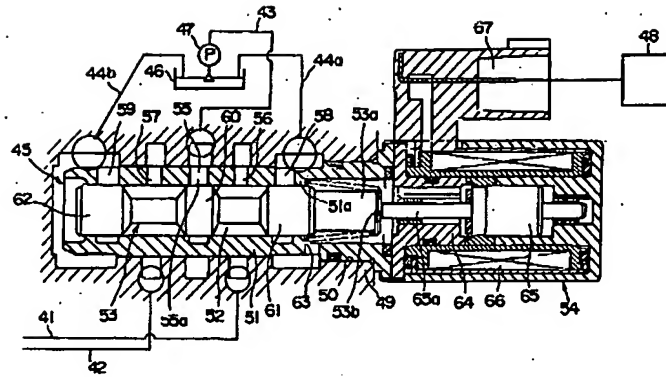
【図8】



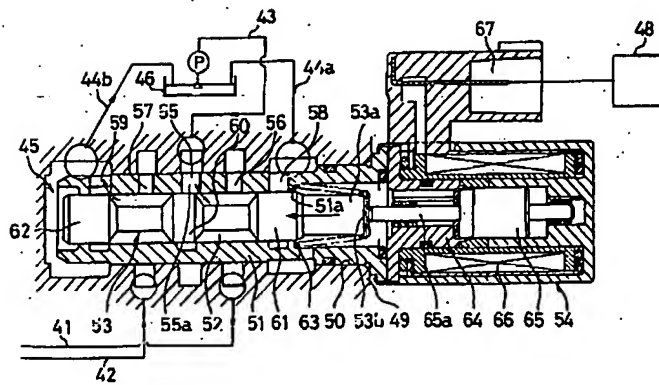
【図11】



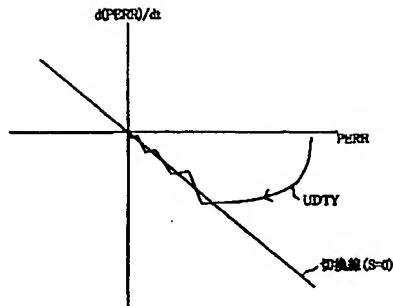
【図5】



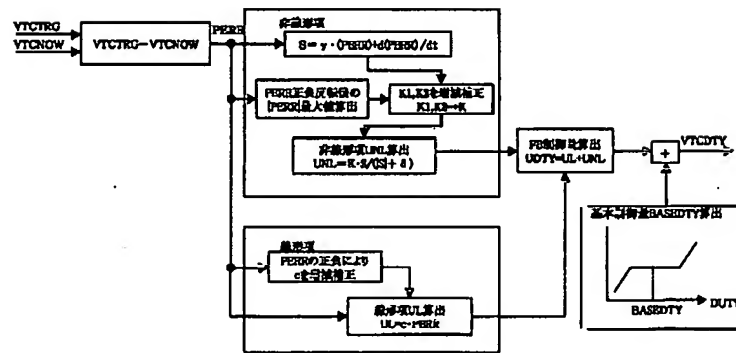
【図6】



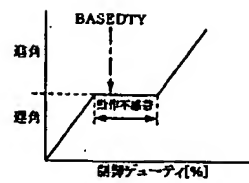
【図9】



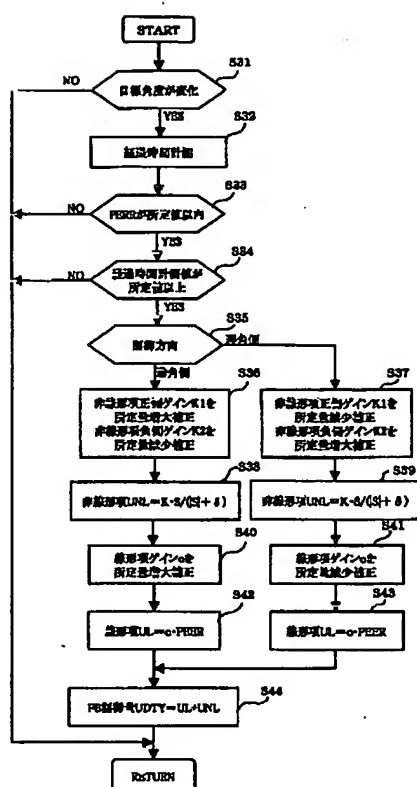
【図10】



【図14】



【図12】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3G018 AB12 BA10 BA33 CA19 DA57

DA60 DA70 EA02 EA16 FA01

FA07 GA02 GA03 GA14 GA17

GA18...

3G084 BA23 DA08 EA11 EA12 EB11

EC04 EC06 FA07 FA33 FA38

3G092 AA11 DA08 DA12 EA18 EA19

EC01 FA09 FA11 FA49 HA01Z

HA12Z HE01Z HE03Z

5H004 GA03 GA15 GB12 HA07 HB07

KA22 KA45 KB02 KB04 KB06

KC39 LA06 LB05 LB10